

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-349222

(43)Date of publication of application : 21.12.2001

(51)Int.Cl.

F02B 25/20

F01L 7/12

F02B 27/06

F02D 13/02

(21)Application number : 2000-169322

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 06.06.2000

(72)Inventor : UCHIDA HIROYUKI

HARA NARIYUKI

UKAI SEIJI

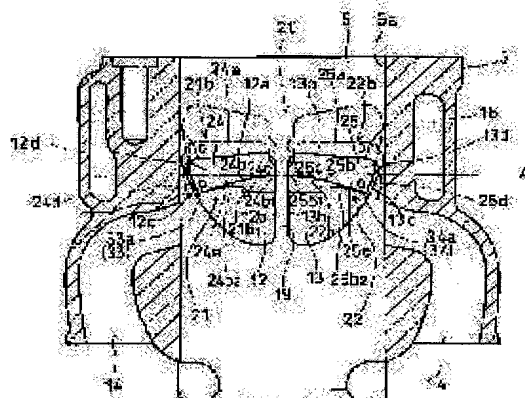
SHINOMURA YASUO

(54) EXHAUST CONTROL DEVICE OF TWO-CYCLE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide an exhaust control device of a two-cycle internal combustion engine for obtaining high output of the engine when setting the opening timing of exhaust ports to the maximum early timing by improving combustion stability by restraining the occurrence of irregular combustion when setting the opening timing of the exhaust ports to the maximum delay timing.

SOLUTION: An exhaust control valve 20 of this exhaust control device of the two-cycle internal combustion engine has valve elements 21 and 22 freely movable between a maximum projecting position for setting the maximum delay timing of the exhaust ports 12 and 13 and a retreat position for setting the maximum early timing, and the valve elements 21 and 22 are provided with control surfaces 24 and 25 for closing upper side port parts 12d and 13d of the exhaust ports 12 and 13 by facing to a cylinder hole 5 in the maximum projecting position of the valve elements 21 and 22. Lower edge parts 24b and 25b of the control surfaces 24 and 25 are formed into a shape almost matching with upper edge parts 12a and 13a of the exhaust ports 12 and 13. The valve elements 21 and 22 are provided with a pair of communicating passages 33 and 34 having one end parts 33a and 34a opening in lower side control surface parts 24e and 25e positioned below the uppermost parts 24b1 and 25b1 of the lower edge parts 24b and 25b in the maximum projecting position of the valve elements 21 and 22 and having the other end part directly opening in an exhaust passage.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-349222
(P2001-349222A)

(43) 公開日 平成13年12月21日 (2001. 12. 21)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マ-ト* (参考)
F 0 2 B 25/20		F 0 2 B 25/20	S 3 G 0 3 1
F 0 1 L 7/12		F 0 1 L 7/12	3 G 0 9 2
F 0 2 B 27/06		F 0 2 B 27/06	F
F 0 2 D 13/02		F 0 2 D 13/02	A

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2000-169322(P2000-169322)

(22) 出願日 平成12年6月6日 (2000. 6. 6)

(71) 出願人 000005326

本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 発明者 内田 博之

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72) 発明者 原 成幸

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(74) 代理人 100067840

弁理士 江原 望 (外2名)

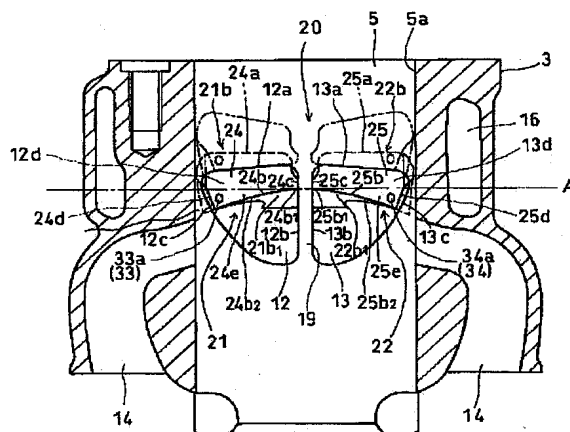
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 2サイクル内燃機関の排気制御装置

(57) 【要約】

【課題】 排気ポートの開時期が最大遅れ時期に設定されているときの不整燃焼の発生を抑制して、燃焼安定性を改善し、排気ポートの開時期が最大早め時期に設定されるときに機関の高出力が得られる2サイクル内燃機関の排気制御装置を提供する。

【解決手段】 2サイクル内燃機関の排気制御装置の排気制御弁20は、排気ポート12、13の最大遅れ時期を設定する最大突出位置と最大早め時期を設定する後退位置との間で移動自在な弁体21、22を有し、弁体21、22には、弁体21、22の最大突出位置で、シリンダ孔5に臨んで排気ポート12、13の上側ポート部12d、13dを閉じる制御面24、25が設けられる。制御面24、25の下縁部24b、25bは、弁体21、22の後退位置で、排気ポート12、13の上縁部12a、13aと略一致する形状に形成されている。さらに、弁体21、22には、弁体21、22の最大突出位置で、下縁部24b、25bの最上部24b1、25b1よりも下方に位置する下側制御面24e、25eに一端部33a、34aが開口し、他端部が排気通路に直接開放する1対の連通路33、34が設けられる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ピストンが往復動自在に嵌合されたシリンダ孔の周壁面に開口して該ピストンにより開閉される排気ポートを有する排気通路が形成されたシリンダに設けられて、該排気ポートの開閉時期を制御する排気制御弁を備え、該排気制御弁は、前記排気通路内に最も突出した最大突出位置と前記排気通路内で最も後退した後退位置との間で移動自在な弁体を有し、該弁体には、該弁体が前記最大突出位置を占めるとき、前記シリンダ孔に臨んで前記排気ポートの上側ポート部を閉じ、該弁体が前記後退位置を占めるとき、該上側ポート部を開放する制御面が設けられ、該制御面の下縁部は、前記弁体が前記最大突出位置を占めるとき、最も上方に位置する最上部と該最上部よりも下方に位置する下方部とを有すると共に、該排気ポートの開閉時期を最大遅れ時期に設定し、前記弁体が前記後退位置を占めるとき、前記排気ポートの開閉時期が最大早め時期に設定される2サイクル内燃機関の排気制御装置において、前記下縁部は、前記弁体が前記後退位置を占めるとき、前記排気ポートの上縁部と略一致する形状に形成されており、前記弁体には、該弁体が前記最大突出位置を占めるとき、一端部が前記制御面において前記最上部よりも下方に位置する下側制御面部に開口し、他端部が前記排気通路に直接開放する連通路が設けられたことを特徴とする2サイクル内燃機関の排気制御装置。

【請求項2】 前記最上部は前記排気ポートの周方向の中央寄りに位置し、前記連通路は、互いに独立した1対の貫通孔からなる1対の連通路であり、前記一端部は、前記排気ポートの周方向の両側縁部寄りの前記下側制御面部における両周端側縁部の近傍にそれぞれ開口することを特徴とする請求項1記載の2サイクル内燃機関の排気制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本願発明は、2サイクル内燃機関において、内燃機関の運転状態に応じて排気ポートの開閉時期を制御する排気制御弁を備えた排気制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、2サイクル内燃機関では、例えば低回転時等の給気量が少ない運転時における新気の吹き抜け防止や、高回転時等の給気量が多い運転時における高出力を確保するために、排気ポートの開閉時期を変えようとした排気制御弁を備えた排気制御装置が設けられており、そのような排気制御弁の一例を図6を参照して説明する。

【0003】この排気制御弁aは、ピストンが往復動自在に嵌合されたシリンダ孔bの周壁面に開口した1対の排気ポートc、dを有する排気通路が設けられたシリンダeに揺動自在に支持される。1対の排気ポートc、d

は、シリンダ孔bの周壁において軸方向に延びる補強壁fの周方向両側に位置しており、排気制御弁aは、それら排気ポートc、dに対応して配置された1対の弁体g、hを有する。

【0004】1対の弁体g、hは、内燃機関の低回転域の所定回転数で図6の実線で示される第1位置を占めて、各弁体g、hの制御面k、mが各排気ポートc、dの上側ポート部を閉じるため、排気ポートc、dの開閉時期が最も遅くされると共に閉時期が最も早くされて、給気量が少ないときの新気の吹き抜けが抑制されると共に、燃焼安定性が改善される。一方、内燃機関の高回転域の所定回転数で、各弁体g、hは、その制御面k、mが図6の二点鎖線で示される第2位置を占めて、各制御面k、mが前記上側ポート部を開放して、排気ポートc、dの開閉時期が最も早くなると共に閉時期が最も遅くされて、給気量が多いときの排気および掃気による既燃ガスと新気とのガス交換が円滑にかつ確実に行われ、高い機関出力が得られる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】ところで、各制御面k、mの下縁部n、pの形状は、各弁体g、hが前記第2位置を占めるとき、各排気ポートc、dの上縁部の形状と略一致するように形成されるため、各弁体g、hが前記第1位置を占めるとき、各制御面k、mの下縁部n、pは、その補強壁f寄りの部分から周方向端部に向かって下方に傾斜している。各弁体g、hの前記第2位置で、各下縁部n、pが各排気ポートc、dの上縁部の形状と略一致するようにされるのは、制御面k、mの下縁部n、pすなわち弁体g、hが、排気ポートc、dの上縁部よりも上方にあって、その間にデッドスペースが形成されると、高回転域での出力特性が悪化して、所期の高出力が得られないからである。このことは、実験により確認されているが、その原因は、デッドスペースに生じる渦の影響により、既燃ガスの円滑な排出が行われなくなるためと考えられる。

【0006】そのため、このような下縁部n、pを持つ制御面k、mを有する各弁体g、hが前記第1位置を占めている状態で、ピストンが下縁部n、pの中央部よりも下降して、排気ポートc、dがピストンにより開かれ始めたとき、排気ポートc、dの周方向の端部は制御面k、mにより未だ閉じられており、その後のピストンの下降により、排気ポートc、dが下縁部n、pの中央部から端部に向かって次第に開かれる。

【0007】そこで、この従来技術について、発明者らが実験を行ったところ、図5において破線で示される結果が得られた。このグラフは、排気制御弁を備えたアイドル状態にある2サイクル内燃機関に対して、アイドル開度にあるスロットル弁を開弁し始めた直後からの時間の経過に対する燃焼室内の圧力変化を示すもので、同図において、スロットル弁の開弁開始直後から始まる期間

T'では、燃焼室内の圧力が変動幅H'で大きく変動しており、既燃ガスが必要以上にシリンダ孔b内に残留することに起因する失火と、この失火により残留した未燃焼ガスの、次のサイクルでの燃焼とが、交互に発生する不安定な燃焼、いわゆる不整燃焼が、比較的長い期間に渡って発生していることがわかる。そして、少なくともこの期間T'の間は、内燃機関の回転数が前記低回転域の所定回転数よりも小さいため、排気制御弁の弁体g、hは前記第1位置を占めている。

【0008】このように、排気制御弁の弁体g、hが前記第1位置を占めているときに不整燃焼が発生するのは、各制御面k、mの下縁部n、pの形状に起因して、排気ポートc、dが中央部よりも周方向の端部で遅れて開かれるため、シリンダ孔b内においてこの遅れて開かれる付近では排気および掃気が十分に行われず、結果としてシリンダ孔b内に既燃ガスが必要以上に残留し、不整燃焼が発生し易くなっているためと考えられる。そこで、排気および掃気作用を改善すべく、各制御面k、mの両周方向の端部の下方に延びている部分を短くして、排気ポートc、dの周方向の端部が開かれる時期を早めると、不整燃焼の発生期間は短くなるが、今度は高回転域で弁体g、hが前記第2位置を占めたとき、前述のデッドスペースが発生するため、所期の高出力が得られない。

【0009】本願発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、排気ポートの開時期が最大遅れ時期を含む遅れ時期に設定されているときの不整燃焼の発生を抑制して、燃焼安定性を改善し、一方、排気ポートの開時期が最大早め時期に設定されるときにも機関の高出力が得られる2サイクル内燃機関の排気制御装置を提供することを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段および発明の効果】本願の請求項1記載の発明は、ピストンが往復動自在に嵌合されたシリンダ孔の周壁面に開口して該ピストンにより開閉される排気ポートを有する排気通路が形成されたシリンダに設けられて、該排気ポートの開閉時期を制御する排気制御弁を備え、該排気制御弁は、前記排気通路内に最も突出した最大突出位置と前記排気通路内で最も後退した後退位置との間で移動自在な弁体を有し、該弁体には、該弁体が前記最大突出位置を占めるとき、前記シリンダ孔に臨んで前記排気ポートの上側ポート部を閉じ、該弁体が前記後退位置を占めるとき、該上側ポート部を開放する制御面が設けられ、該制御面の下縁部は、前記弁体が前記最大突出位置を占めるとき、最も上方に位置する最上部と該最上部よりも下方に位置する下方部とを有すると共に、該排気ポートの開時期を最大遅れ時期に設定し、前記弁体が前記後退位置を占めるとき、前記排気ポートの開時期が最大早め時期に設定される2サイクル内燃機関の排気制御装置において、前記下縁部は、前

記弁体が前記後退位置を占めるとき、前記排気ポートの上縁部と略一致する形状に形成されており、前記弁体には、該弁体が前記最大突出位置を占めるとき、一端部が前記制御面において前記最上部よりも下方に位置する下側制御面部に開口し、他端部が前記排気通路に直接開放する連通路が設けられた2サイクル内燃機関の排気制御装置である。

【0011】この請求項1記載の発明によれば、排気制御弁の弁体が最大突出位置を占めている状態から排気ポートの上縁部が形成されたシリンダにより連通路の一端部が全閉とされるまでの間であって、排気ポートの開時期が最大遅れ時期を含む遅れ時期に設定されている間は、下側制御面部において連通路の一端部が開く付近の下縁部の下方部では、下降行程にあるピストンにより、下縁部の最上部での排気ポートの開き時期よりも遅れて排気ポートが開かれる。そのため、シリンダ孔内の、下側制御面部付近に存在する既燃ガスが、連通路を通じて、従来技術に比べて早い時期に、しかも連通路を流れる流量分だけ多く排気通路に直接流出するため、シリンダ孔内で下側制御面部付近で排気作用が改善され、さらに引き続いて行われる掃気作用も改善されて、既燃ガスの残留量が少なくなり、不整燃焼の発生が抑制される。

【0012】そして、不整燃焼が生じた場合にも、失火の際にシリンダ孔内に残留する未燃焼ガス（混合気）の量は、連通路から排気通路に流出する分だけ減少するため、次のサイクルにおいて、残留未燃焼ガス量と新たに流入した新気量との合計であるシリンダ孔内に存在する給気量は、従来技術のそれよりも少なくなっており、燃焼圧力が低くなるので、不整燃焼発生時の燃焼室内の圧力の変動幅が小さくなり、不整燃焼により発生する振動が低減される。

【0013】また、排気制御弁の弁体が後退位置を占めて、排気ポートの開時期が最大早め時期に設定されているときは、制御面の下縁部が排気ポートの上縁部と略一致するため、弁体と排気ポートとによりデッドスペースが形成されることはなく、ピストンの下降行程での排気および掃気作用により既燃ガスの排出が円滑かつ確実に行われる。

【0014】その結果、排気制御弁により排気ポートの開時期が最大遅れ時期を含む遅れ時期に設定されているとき、シリンダ孔内の下側制御面部付近の既燃ガスの残留量が減少して、不整燃焼の発生が抑制されて、燃焼安定性が改善され、不整燃焼の発生期間が短縮される。これにより、不整燃焼期間中の失火により排出される未燃焼ガスの総量が減少するので、燃費および排気エミッションが改善される。また、不整燃焼発生時の燃焼室内の圧力変動幅が小さくなるので、不整燃焼に起因する振動が低減される。さらに、排気制御弁により排気ポートの開時期が最大早め時期に設定されているときは、排気ポ

ートから円滑にかつ確実に既燃ガスが排出されるので、高い機関出力が得られる。

【0015】請求項2記載の発明は、請求項1記載の2サイクル内燃機関の排気制御装置において、前記最上部は前記排気ポートの周方向の中央寄りに位置し、前記連通路は、互いに独立した1対の貫通孔からなる1対の連通路であり、前記一端部は、前記排気ポートの周方向の両側縁部寄りの前記下側制御面部における両周端側縁部の近傍にそれぞれ開口するものである。

【0016】この請求項2記載の発明によれば、請求項1記載の発明の作用のほか、互いに独立した1対の貫通孔からなる1対の連通路の両一端部がそれぞれ開口する下側制御面部における両周端側縁部付近の下方部では、下降行程にあるピストンにより、排気ポートの中央寄りにある下縁部の最上部での排気ポートの開き時期よりも遅れて排気ポートが開かれると共に、両周端側縁部は排気ポートの周方向の側縁部寄りに位置する。そのため、シリンダ孔内でガスの流動性が比較的小さい部分となる両周端側縁部付近に存在する既燃ガスが、両連通路を通じて、従来技術に比べて早い時期に、しかも連通路を流れる流量分だけ多く、排気通路に流出するため、シリンダ孔内で排気ポートの中央を中心にして周方向の幅広い範囲に含まれる部分で、しかもシリンダ孔内でガスの流動性が比較的小さい部分で、排気および掃気作用が改善されて、シリンダ孔内で既燃ガスの残留量が減少し、不整燃焼の発生が効果的に抑制される。

【0017】その結果、シリンダ孔内で排気ポートの中央を中心にして周方向の幅広い範囲に含まれる部分で、しかもシリンダ孔内でガスの流動性が比較的小さい部分で、既燃ガスの残留量が減少するので、請求項1記載の発明の効果のうち、不整燃焼の発生が効果的に抑制されて、燃焼安定性が改善され、不整燃焼の発生期間が短縮される。

【0018】

【発明の実施の形態】以下、本願発明の実施例を図1ないし図5を参照して説明する。図1は、本願発明の排気制御装置を有する2サイクル内燃機関の図2のI-I線断面図、図2は、図1のI-I-I線断面図、図3は、シリンダの図2のI-I-I-I線断面図、図4は、図2のIV-IV線断面図、図5は、排気制御装置を備えたアイドル状態にある2サイクル内燃機関に対して、アイドル開度にあるスロットル弁の開弁開始直後からの燃焼室内の圧力変化を示すグラフである。

【0019】なお、この明細書において、「上」および「下」は、便宜上、図1における「上」および「下」をそれぞれ意味し、例えば、シリンダの上側は、シリンダのシリンダヘッド側を意味し、シリンダの下側は、シリンダのクランクケース側を意味する。また、「軸方向」とは、シリンダ孔の軸線方向を意味し、「周方向」とは、シリンダ孔の軸線を中心としたときの円周の方向を

意味する。

【0020】図1ないし図3を参照すると、2サイクル内燃機関1は、自動2輪車等の車両に搭載される単気筒の水冷式内燃機関であり、クランクケース2と、クランクケース2の上端面に組み付けられたシリンダ3と、シリンダ3の上端面に組み付けられたシリンダヘッド4とを備える。シリンダ3のシリンダ孔5内に摺動自在に嵌合されて往復動自在とされたピストン6が、クランクケース2に収容されて回動自在に支持されたクランク軸7にコンロッド8を介して接続される。シリンダヘッド4には、燃焼室9に臨む点火栓10が螺着される。

【0021】シリンダ3には、シリンダ孔5の周壁面5aに開口してピストン6により開閉される1対の排気ポート12、13を有する排気通路11、シリンダ孔5の周壁面5aに開口してピストン6により開閉される複数の掃気ポート15を有する掃気通路14および冷却水ジャケット16が、それぞれ形成される。冷却水ジャケット16は、シリンダヘッド4に形成された冷却水ジャケット17に連通している。

【0022】図示されない気化器から供給された混合気は、リードバルブ18を介してクランクケース2内に吸入された後、クランクケース2内で圧縮され、掃気通路14を経て掃気ポート15から、シリンダ孔5の周壁面5aの、排気ポート12、13とは径方向で反対側の部分を指向してシリンダ孔5内に流入する、いわゆるシュニユール掃気方式で掃気を行う。

【0023】シリンダ3には、1対の排気ポート12、13の間を軸方向に延びる補強壁19が一体に形成され、両排気ポート12、13は、補強壁19の中心を通る軸方向の直線に対して略対称な形状をしている。また、両排気ポート12、13よりも下流側の排気通路11の上部通路壁を形成するシリンダ3の部分には、排気制御装置の一部を構成する排気制御弁20が配設される。この排気制御弁20は、図2および図3に図示されるように、補強壁19を挟むように両側に配置された1対の弁体21、22と、これら弁体21、22のボス部21a、22aの軸孔に貫挿される弁軸23とから構成される。

【0024】各弁体21、22は、シリンダ孔5寄りに位置する制御部21b、22bが連結部21c、22cを介してボス部21a、22aに連なる一体成形された部材からなり、各制御部21b、22bは、連結部21c、22cに対して突条となる形状をしていて、補強壁19を中心として連結部21c、22cよりも周方向に延びており、しかもシリンダ孔5の周壁面5aに略連続すると共に略同一の曲率を有する円弧面に形成された制御面24、25を有する。そして、両制御面24、25は、補強壁19の中心を通る軸方向の直線に対して、略対称な形状をしている。

【0025】補強壁19の背後に位置する弁軸23は、その両端部が2個のブッシュ26およびボールベアリング27によりそれぞれ支承されて、シリンダ3に回動自在に支持

され、シリンダ孔5の軸線Lに直交する平面上にある回転中心線、この実施例ではクランク軸7の回転軸線と略平行な回転中心線を有する。そして、弁軸23の中間部は、図1に図示されるように、断面正形状の角軸23aに形成され、両弁体21, 22のボス部21a, 22aの断面正形状の軸孔が、この角軸23aに嵌合され、各ボス部21a, 22aの隣接する端部同士が当接した状態で、弁軸23の軸方向に直列に嵌合される。これにより、両弁体21, 22と弁軸23とが回転中心線の回りに一体な動きをするようにされる。

【0026】さらに、排気制御装置の一部を構成する駆動機構28は、弁軸23を回転させると同時に、該弁軸23と一体となった動きをする排気制御弁20の両弁体21, 22を、弁軸23の回転中心線を揺動中心線として揺動させる。すなわち、駆動機構28は、クランク軸7に駆動連結されて、クランク軸7の回転数に対応して作動される遠心ガバナ（図示されず）と該遠心ガバナの動きを伝達するレバー・リンク機構（図示されず）とを備え、レバー・リンク機構が、弁軸23のボールベアリング27より外方に突出する部分に連動連結されて、該レバー・リンク機構により弁軸23が回転される。

【0027】そして、駆動機構28により、両弁体21, 22は、給気量が少ない機関運転時での位置であって、図1および図3に図示される排気通路11内に最も突出した最大突出位置と、給気量が多い機関運転時での位置であって、排気通路11内で最も後退した後退位置（図3において、該後退位置での制御面24, 25が二点鎖線で示される）との間で揺動自在とされ、これによって、排気制御弁20は、排気ポート12, 13の開閉時期の制御を行う。そして、両弁体21, 22が後退位置を占めるとき、それら弁体21, 22は、シリンダ3の、排気通路11の上部通路壁を形成している部分に形成された凹部からなる収納室29に収納される。この収納室29は、図2に図示されるように、制御部21b, 22bの背後で、制御部21b, 22bの制御面24, 25とは径方向で反対側の面となる制御部21b, 22bの背面31, 32が臨む背後空間30を形成しており、この背後空間30が排気通路11の一部を形成する。

【0028】ここで、両排気ポート12, 13および両弁体21, 22についてさらに説明する。図3に図示されるように、各排気ポート12, 13の上縁部12a, 13aは、ピストン6に装着されたピストンリングに対する当たりを緩和するために、排気ポート12, 13の、補強壁19により形成される中央縁部12b, 13b寄りの部分が、排気ポート12, 13の周方向の側縁部12c, 13c寄りの部分よりも上方に位置して、全体として補強壁19から周方向に離れるにつれて下方に傾斜している。そして、該側縁部12c, 13cは、周方向で最も排気ポート12, 13寄りの掃気ポート15の近傍に位置している。一方、各制御面24, 25は、上縁部24a, 25a, 下縁部24b, 25bおよび周方向の両側縁部とを有し、両側縁部は、それぞれ、1対の排気ポート12,

13の中央である補強壁19に隣接する中央側縁部24c, 25cと、その反対側の側縁である周端側縁部24d, 25dとからなる。

【0029】そして、各弁体21, 22が前記最大突出位置を占めるとき、下縁部24b, 25bは最上部24b1, 25b1と下方部24b2, 25b2とに分けることができ、最上部24b1, 25b1は、中央側縁部24c, 25cの下部において、補強壁19に隣接して下縁部24b, 25bのうち最も上方に位置する部分であり、下方部24b2, 25b2は、周端側縁部24d, 25dの下部が最も下方に位置し、最上部24b1, 25b1から周端側縁部24d, 25dに向かうにつれて下方に傾斜している。さらに、このとき、制御面24, 25の下縁部24b, 25bは、排気ポート12, 13の上縁部12a, 13aよりも下方に位置する一方、制御面24, 25の上縁部24a, 25aは排気ポート12, 13の上縁部12a, 13aよりも上方に位置するため、制御面24, 25は、シリンダ孔5を臨む位置に移動可能であり、その位置を占めたとき、排気ポート12, 13の上部である上側ポート部12d, 13dを閉じる。

【0030】そして、各弁体21, 22が後退位置を占めるとき、制御面24, 25の下縁部24b, 25bと排気ポート12, 13の上縁部12a, 13aとが軸方向において略一致する位置を占めるように、下縁部24b, 25bおよび上縁部12a, 13aが略一致する形状に形成される。さらに、各制御部21b, 22bの底面21b1, 22b1は、略平面状とされて、各排気ポート12, 13の上縁部12a, 13aから排気通路11の下流に向かって上縁部12a, 13aと制御部21b, 22bの底面21b1, 22b1とが略連続した面を形成するようにされる。

【0031】さらに、各弁体21, 22には、シリンダ孔5内と排気通路11とを連通する貫通孔からなる連通路33, 34が設けられ、これら互いに独立した1対の貫通孔からなる1対の連通路33, 34は、補強壁19の中心を通る軸方向の直線に対して、略対称な位置にある。そして、各弁体21, 22が前記最大突出位置を占めるとき、各連通路33, 34の一端部であるシリンダ孔側開口部33a, 34aは、図3にラインAで示される最上部24b1, 25b1の位置よりも下方に位置する制御面24, 25の部分である下側制御面部24e, 25eに開口し、連通路33, 34の他端部である排気通路側開口部33b, 34bは、図2および図4に図示されるように、各制御部21b, 22bの背面31, 32に開口しており、排気通路側開口部33b, 34bが排気通路11の一部である背後空間30に直接開放されている。しかも、各シリンダ孔側開口部33a, 34aは、下側制御面部24e, 25eにおいて、排気ポート12, 13の周方向の両側縁部12c, 13c寄りに位置する周端側縁部24d, 25dの近傍に設けられ、両連通路33, 34のシリンダ孔側開口部33a, 34aがピストン6により開かれたとき、下縁部24b, 25bの最上部24b1, 25b1付近において既に開かれている排気ポート12, 13と両連通路33, 34とにより、周方向の広い範囲に含まれる部分で、既燃ガスの排出が行われるようにする。また、両連通路33, 34のシリンダ孔側開口部33a, 34aは、掃気ポ

ート15の最も上方に位置する上縁部よりもやや上方に位置する。

【0032】また、各連通路33、34のシリンダ孔側開口部33a、34aの周方向位置およびラインAからの軸方向位置、さらには各連通路33、34の流路断面積および通路の断面形状等は、実験等により最適なものに設定される。

【0033】次に、前述のように構成された実施例の作用について説明する。内燃機関1が運転されて、その回転数が低回転域の第1所定回転数以下のとき、遠心ガバナは低回転側の規定位置に留まって、レバー・リンク機構が作動しないため、駆動機構28が作動せず、排気制御弁20の両弁体21、22は、前記最大突出位置を占める。このとき、両制御面24、25は、シリンダ孔5に臨んで両排気ポート12、13の上側ポート部12d、13dをそれぞれ閉じ、両排気ポート12、13の開時期は、それぞれ両制御面24、25の下縁部24b、25bにより最大遅れ時期に設定され、同時に、両排気ポート12、13の開時期が最も早い時期に設定される。

【0034】そして、排気制御弁20の両弁体21、22が前記最大突出位置を占めているとき、下側制御面24e、25eにおいて、1対の連通路33、34のシリンダ孔側開口部33a、34aがそれぞれ開口する両周端側縁部24d、25d付近の下方部24b2、25b2では、下降行程にあるピストン6により、1対の排気ポート12、13の中央寄りにある下縁部24b、25bの最上部24b1、25b1での排気ポート12、13の開き時期よりも遅れて排気ポート12、13が開かれる。そして、シリンダ孔5内において両周端側縁部24d、25d付近は、排気ポート12、13の周方向の側縁部12c、13c寄りに位置していて、しかも該側縁部12c、13cは、掃気通路14からの新気（混合気）が、排気ポート12、13とは径方向で反対側の部分を指向してシリンダ孔5内に流入する掃気ポート15の近傍の周壁面5aに位置することから、シリンダ孔5内でガスの流動性が比較的小さい部分となるが、両周端側縁部24d、25dの近傍にそれぞれ設けられた両連通路33、34を通じてこの付近に存在する既燃ガスが、前記従来技術に比べて早い時期に、しかも両連通路33、34を流れる流量分だけ多く排気通路11に流出する。そのため、シリンダ孔5内で1対の排気ポート12、13の中央を中心にして周方向の幅広い範囲に含まれる部分で、しかもシリンダ孔5内でガスの流動性が比較的小さい部分で、排気作用が改善され、さらに引き続いて行われる掃気作用も改善されて、シリンダ孔5内で既燃ガスの残留量が減少し、図5の実線で示されるように、不整燃焼の発生が抑制され、その発生期間Tが短縮される。

【0035】そして、不整燃焼が生じた場合にも、失火の際にシリンダ孔5内に残留する未燃焼ガス（混合気）の量も、両連通路33、34から排気通路11に流出する分減少するため、次のサイクルにおいて、残留未燃焼ガス量と新たに流入した新気量との合計であるシリンダ孔5内に存在する給気量は、前記従来技術のそれよりも少なく

なって、燃焼圧力が低くなるので、図5の実線で示されるように、不整燃焼時の燃焼室9内の圧力の変動幅Hが小さくなり、不整燃焼により発生する振動が低減される。

【0036】そして、内燃機関1の回転数が上昇して第1所定回転数を越えると、作動を開始した遠心ガバナに連動してレバー・リンク機構が作動し、駆動機構28が作動して、両弁体21、22は、次第に上方に揺動し、より小さい突出量で排気通路11内に突出した状態となって、前記最大突出位置と前記後退位置との中間位置としての中間突出位置を占め、排気ポート12、13の開き時期が次第に早められる。

【0037】このときは、排気制御弁20の両弁体21、22が前記最大突出位置を占めている状態から上方に揺動して、連通路33、34のシリンダ孔側開口部33a、34aが、排気ポート12、13の上縁部12a、13aが形成されたシリンダ3により全閉とされるまでの間であって、排気ポート12、13の開時期が最大早め時期に比べて遅れ時期に設定されている間は、両弁体21、22が前記最大突出位置を占めるときに比べて、ピストン6の下降行程のより早い時期に、1対の排気ポート12、13の中央寄りおよび両連通路33、34を介しての既燃ガスの流出が、前述の両弁体21、22が前記最大突出位置を占める状態でのそれと同様の形態で行われるため、不整燃焼の発生が効果的に抑制されると共に、不整燃焼により発生する振動が低減される。

【0038】さらに、内燃機関1の回転数が高回転域の第2所定回転数に達すると、遠心ガバナは高回転側の規定位置でその動作が停止されて該規定位置に留まり、レバー・リンク機構の動きも停止されて、このような状態にある駆動機構28により、排気制御弁20の両弁体21、22が、収納室29に収納される前記後退位置を占め、第2所定回転数を越える回転数でこの後退位置を維持する。このとき、両制御面24、25の下縁部24b、25bは、排気ポート12、13の上縁部12a、13aと略一致する位置を占め、両排気ポート12、13の開時期は、排気ポート12、13の上縁部12a、13aにより最大早め時期に設定され設定され、同時に、両排気ポート12、13の開時期が最も遅い時期に設定される。

【0039】そして、排気制御弁20の弁体21、22が前記後退位置を占めているとき、制御面24、25の下縁部24b、25bが排気ポート12、13の上縁部12a、13aと略一致するため、弁体21、22と排気ポート12、13とによりデッドスペースが形成されることがなく、ピストン6の下降行程での排気および掃気作用により既燃ガスの排出が円滑に行われる。なお、この状態では、両連通路33、34のシリンダ孔側開口部33a、34aはシリンダ3により全閉されており、両連通路33、34からのガスの流出は殆どない。

【0040】この実施例は、前述のように構成されているので、次の効果が奏される。排気制御弁20により排気

ポート12、13の開時期が最大遅れ時期を含む遅れ時期に設定されているとき、シリンダ孔5内で1対の排気ポート12、13の中央を中心にして周方向の幅広い範囲に含まれる部分で、しかもシリンダ孔5内でガスの流動性が比較的小さい部分で、既燃ガスの残留量が減少するので、結果として、シリンダ孔5内の既燃ガスの残留量が減少して、不整燃焼の発生が効果的に抑制されて、燃焼安定性が改善され、不整燃焼の発生期間が短縮される。

【0041】これにより、不整燃焼期間中の失火により排出される未燃焼ガスの総量が減少するので、燃費および排気エミッションが改善される。また、不整燃焼発生時の燃焼室9内の圧力変動幅が小さくなるので、不整燃焼に起因する振動が低減される。さらに、排気制御弁20により排気ポート12、13の開時期が最大早め時期に設定されているときは、排気ポート12、13から円滑にかつ確実に既燃ガスが排出されるので、高い機関出力が得られる。

【0042】以下、前述した実施例の一部の構成を変更した実施例について、変更した構成に関して説明する。前記実施例では、各連通路33、34のシリンダ孔側開口部33a、34aは、下側制御面部24e、25eにおいて両周端側縁部24d、25dの近傍に設けられたが、下側制御面部24e、25eであれば、周端側縁部24d、25dの近傍以外の位置であってもよい。その場合にも、排気制御弁20の弁体21、22が前記最大突出位置を占めている状態から排気ポート12、13の上縁部12a、13aにより連通路33、34のシリンダ孔側開口部33a、34aが全閉されるまでの間であって、排気ポート12、13の開時期が最大遅れ時期を含む遅れ時期に設定されている間は、下側制御面部24e、25eにおいてシリンダ孔側開口部33a、34a付近の下縁部24b、25bの下方部24b2、25b2では、下降行程にあるピストン6により、下縁部24b、25bの最上部24b1、25b1での排気ポート12、13の開き時期よりも遅れて排気ポート12、13が開かれる。そのため、シリンダ孔5内の、下側制御面部24e、25e付近に存在する既燃ガスが、該連通路33、34を通じて、前記従来技術に比べて早い時期に、しかも両連通路33、34を流れる流量分だけ多く排気通路11に流出する。それゆえ、シリンダ孔5内で下側制御面部24e、25e付近で排気および掃気作用が改善されて、シリンダ孔5内で既燃ガスの残留量が減少し、不整燃焼の発生が抑制されて、燃焼安定性が改善され、不整燃焼の発生期間が短縮される。そして、前記実施例の効果と同様に、燃費および排気エミッションが改善され、また不整燃焼に起因する振動が低減され、さらに排気ポート12、13の開時期が最大早め時期に設定されているときは高い機関出力が得られる。

【0043】前記実施例では、連通路33、34は、各弁体21、22に1個ずつ設けられたが、一つの弁体21、22当たり複数の連通路を設けるようにしてもよい。さらに、連通路33、34は、貫通孔からなるものであったが、弁体21、22の周端側縁部24d、25dに設けられた溝であってもよい。また、連通路33、34の排気通路側開口部33b、34bは、制御部21b、22bの背面31、32に設けられたが、制御部21b、22bの底面21b1、22b1に開口するようにして、連通路を排気通路11に直接開放させてもよい。

【0044】前記実施例では、排気ポート12、13および排気制御弁20の弁体21、22は、それぞれ1対のものであったが、単一の排気ポートおよび単一の弁体とすることもできる。また、排気制御弁20による排気ポートの開閉時期の制御は、機関運転状態の一つである回転数に応じて行われたが、機関運転状態として、機関負荷、または回転数および機関負荷に応じて、排気制御弁20による排気ポートの開閉時期の制御を行うこともできる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本願発明の排気制御装置を有する2サイクル内燃機関の図2のI-I線断面図である。

【図2】図1のII-II線断面図である。

【図3】シリンダの図2のIII-III線断面図である。

【図4】図2のIV-IV線断面図である。

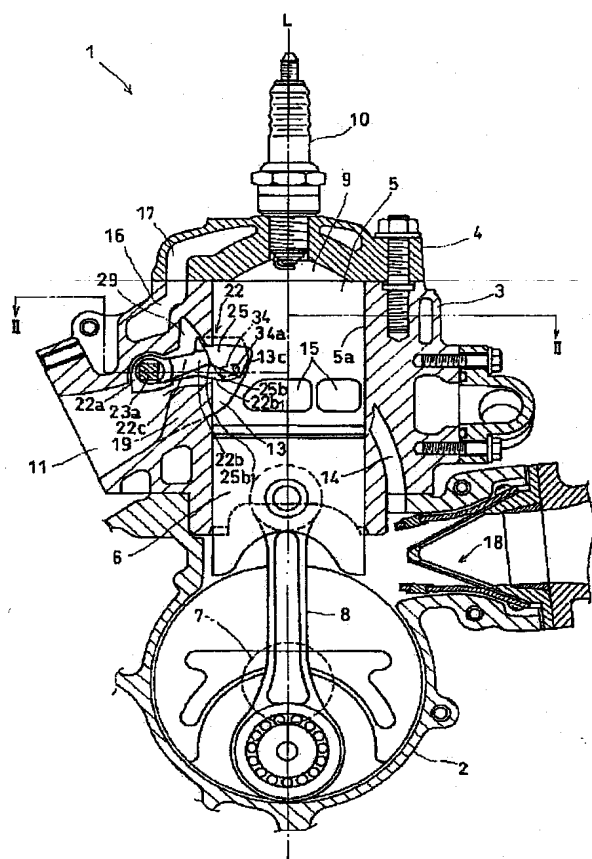
【図5】排気制御装置を備えたアイドル状態にある2サイクル内燃機関に対して、アイドル開度にあるスロットル弁の開弁開始直後からの燃焼室内の圧力変化を示すグラフである。

【図6】従来技術の2サイクル内燃機関の排気制御装置を説明する断面図である。

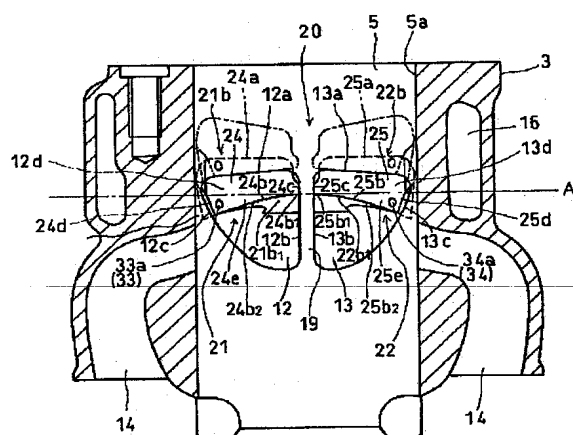
【符号の説明】

1…内燃機関、2…クランクケース、3…シリンダ、4…シリンダヘッド、5…シリンダ孔、5a…周壁面、6…ピストン、7…クランク軸、8…コンロッド、9…燃焼室、10…点火栓、11…排気通路、12、13…排気ポート、12a、13a…上縁部、12c、13c…側縁部、12d、13d…上側ポート部、14…掃気通路、15…掃気ポート、16、17…冷却水ジャケット、18…リードバルブ、19…補強壁、20…排気制御弁、21、22…弁体、23…弁軸、24、25…制御面、24b、25b…下縁部、24b1、25b1…最上部、24b2、25b2…下方部、24d、25d…周端側縁部、24e、25e…下側制御面部、26…ブッシュ、27…ボールベアリング、28…駆動機構、29…収納室、30…背後空間、31、32…背面、33、34…連通路、33a、34a、33b、34b…開口部、A…ライン、L…軸線。

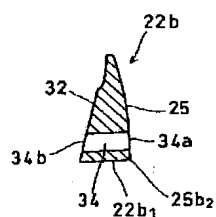
【図1】



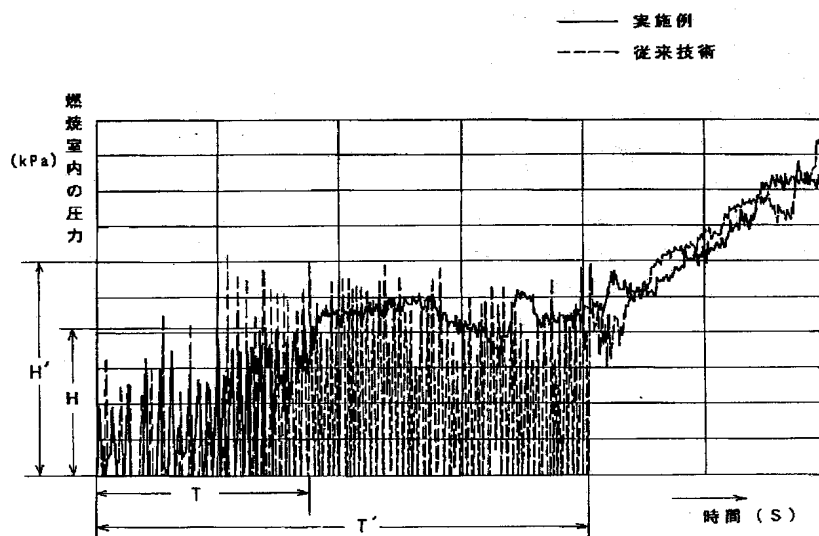
【図3】



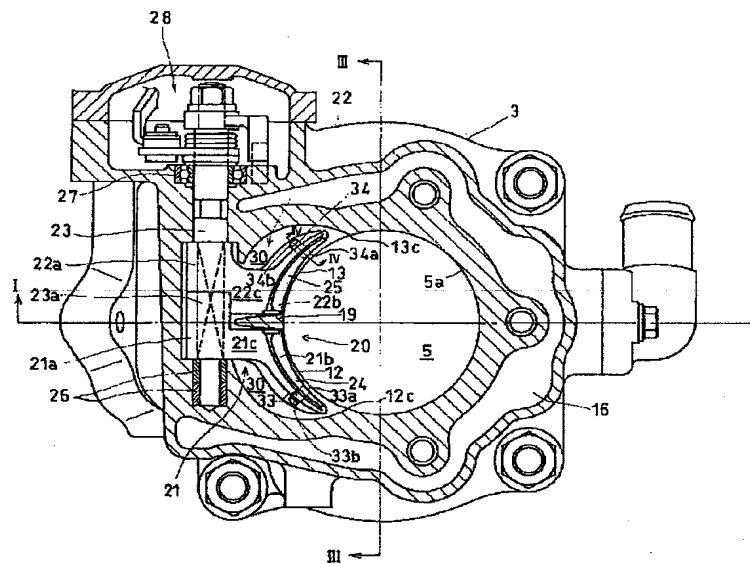
【図4】



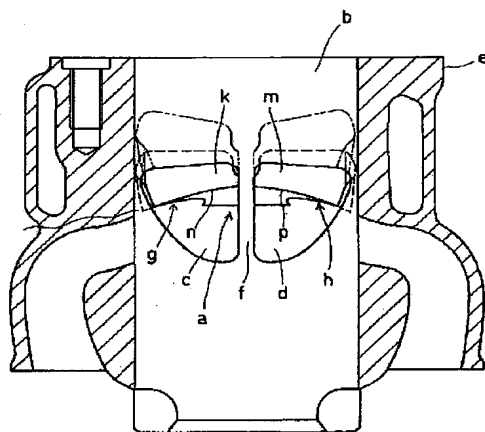
【図5】



【図2】



【図6】



フロントページの続き

(72)発明者 鶴飼 政治
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(72)発明者 篠村 康夫
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

Fターム(参考) 3G031 AA20 AA29 AB01 AD04 CA06
CA12 CB04 DA34 DA40 EA03
FA03 GA05 GA13 HA01 HA02
HA04 HA06
3G092 AA03 DC12 FA01 FA14 FA15
FA21